

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号
特開2001-65552

(P 2 0 0 1 - 6 5 5 5 2 A)

(43) 公開日 平成13年3月16日 (2001. 3. 16)

(51) Int. Cl. ⁷	識別記号	F I	テーマコード (参考)
F16C 17/10		F16C 17/10	A 3J011
33/10		33/10	Z 3J016
33/74		33/74	Z 5D109
G11B 19/20		G11B 19/20	E

審査請求 未請求 請求項の数 7 O L (全 7 頁)

(21) 出願番号 特願平11-239140

(22) 出願日 平成11年8月26日 (1999. 8. 26)

(71) 出願人 000002233

株式会社三協精機製作所

長野県諏訪郡下諏訪町5329番地

(72) 発明者 齋地 正義

長野県諏訪郡下諏訪町5329番地 株式会社
三協精機製作所内

(72) 発明者 五明 正人

長野県諏訪郡下諏訪町5329番地 株式会社
三協精機製作所内

(74) 代理人 100088856

弁理士 石橋 佳之夫

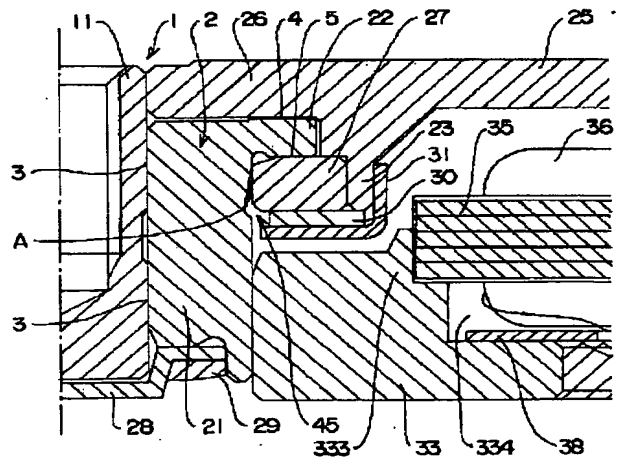
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 動圧軸受装置

(57) 【要約】

【課題】 各構成部材間の接合長さを十分長く確保することによって、接合強度および曲げ強度、さらには動圧軸受の剛性を確保するとともに、潤滑流体の漏れを防止するためのシール装置を、空間的な余裕をもって配置することができる動圧軸受装置を得る。

【解決手段】 相対回転する軸部材1とスリーブ2とを有する。スリーブ2は、ラジアル動圧軸受部3を形成する円筒部21とこの円筒部21の外周側に形成されたスラスト動圧軸受部形成用の突出部22とを有し、軸部材1は、スリーブ2の円筒部21内に挿入される中心軸11とスリーブ2の突出部22を取り囲む外周部26、27とを有し、中心軸11の外周面とスリーブ2の円筒部21内周面との間にラジアル動圧軸受部4、5が形成され、スリーブ2の突出部22と軸部材1との軸方向対向面間にスラスト動圧軸受部4、5が形成されている。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 相対回転する軸部材とスリーブとを備え、上記軸部材と上記スリーブとの間にラジアル動圧軸受部およびスラスト動圧軸受部とが形成され、この動圧軸受部に介在する潤滑流体の動圧作用により上記軸部材とスリーブとが相対回転する動圧軸受装置において、上記スリーブは、上記ラジアル動圧軸受部を形成するための円筒部とこの円筒部の外周側に形成されたスラスト動圧軸受部形成用の突出部とを有し、上記軸部材は、上記スリーブの円筒部内に挿入される中心軸と上記スリーブの上記突出部を取り囲む外周部とを有し、上記中心軸の外周面と上記スリーブの円筒部内周面との間に上記ラジアル動圧軸受部が形成されるとともに、上記スリーブの突出部と上記軸部材との軸方向対向面間にスラスト動圧軸受部が形成されていることを特徴とする動圧軸受装置。

【請求項 2】 軸部材は、中心軸とこの中心軸に固定された回転体を有してなり、スリーブのスラスト動圧軸受部形成用の突出部は、円筒部に一体に設けられた鏝部であり、上記回転体により上記スリーブの突出部を取り囲む外周部を形成している請求項 1 記載の動圧軸受装置。

【請求項 3】 スリーブに設けられる鏝部は、スリーブとは別の部材であるか、またはスリーブと一体成形されている請求項 2 記載の動圧軸受装置。

【請求項 4】 回転体に、鏝部を挟むようにしてスラスト受け部材が取り付けられ、上記鏝部の上記回転体との対向面間および上記スラスト受け部材との対向面間がそれぞれスラスト軸受部となっている請求項 2 記載の動圧軸受装置。

【請求項 5】 鏝部とスラスト受け部材との対向面間に形成されるスラスト軸受部は、前記円筒部に形成されるラジアル軸受部よりも径方向外側に形成されている請求項 4 記載の動圧軸受装置。

【請求項 6】 ラジアル動圧軸受部とスラスト動圧軸受部には潤滑オイルが充填されており、スリーブ外周面とスラスト受け部材の内周面との間隔が軸受部外部方向側に徐々に拡大するテーパ部が上記スラスト動圧軸受部より軸方向外側に設けられ、このテーパ部により潤滑オイルの漏れ防止用の毛細管シール部が構成されている請求項 5 記載の動圧軸受装置。

【請求項 7】 動圧軸受装置はディスク駆動装置の動圧軸受装置であって、回転体は、ディスク載置用ハブである請求項 2 記載の動圧軸受装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、軸部材とスリーブを備え、軸部材とスリーブとが互いに非接触で相対回転することができる動圧軸受装置に関するもので、たとえば磁気ディスク、光ディスク等のディスク駆動装置用軸

受装置として、その他、高い回転精度が要求される各種装置の軸受装置として用いることができるものである。

【0002】

【従来の技術】 高い回転精度が要求される各種装置の軸受装置として動圧軸受装置が用いられている。たとえば、ハードディスク駆動装置においては、ハードディスクの記録密度が月日を追って高くなっており、これに伴って、ディスクの回転速度および回転精度がますます高くなっている。ディスクの高回転速度化および高回転精度化の要求に応えるためには、動圧軸受装置を用いることが適している。

【0003】 従来一般的なディスク駆動装置用動圧軸受装置の構成は次のようになっている。ディスクを載置するハブの中央部に軸部材の一端部を接合固定してなるハブ組の上記軸部材を、ラジアル動圧発生用のグループ加工を施したスリーブに挿入し、スラスト動圧発生用のグループ加工を施したスラストプレートを上記軸部材の他端部に固定し、カウンタープレートと上記スリーブとによってスラストプレートを挟み込み、カウンタープレートはステータ等に固定し、軸部材の他端部とスリーブとの間の隙間を接着剤などで封止して、軸受組を構成する。

【0004】 次に、上記軸部材とスリーブとの間のラジアル動圧軸受部およびスラストプレートとカウンタープレートおよびスリーブとの間のスラスト動圧軸受部には潤滑流体を充填し、ハブの周壁内周面側にローターマグネットを固着してローター組を構成する。さらに、ベースフレームに絶縁紙およびフレキシブル配線基板を貼り付けたベース組を構成し、絶縁塗料を塗布した積層コアに導線を巻き回してこれを駆動コイルとしてなるコア巻線組を、上記ベース組に組み付けてステータ組を構成する。このステータ組に上記ローター組を組み付けることによって、ディスク駆動用流体動圧軸受モータを得ている。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】 近年、動圧軸受装置を用いた各種機器、たとえばディスク駆動装置では、高速回転化、高回転精度化の要求とともに、薄型化の要求も厳しくなっており、それに伴って動圧軸受装置の薄型化も要求されている。しかしながら、従来の動圧軸受装置の構造では、薄型化の要求に対して十分にできていない。動圧軸受装置の薄型化を阻害する要因として次の項目を挙げることができる。

【0006】 衝撃等の外部応力で軸受装置が破損しないように、各構成部材間の接合強度を高くする必要がある。たとえば、ハブと軸部材との接合強度、軸部材とスラストプレートとの接合強度、カウンタープレートとスリーブとの接合強度を所定の強度以上に高める必要がある。しかし、例えば軸部材とスラストプレートとを圧入によって接合すると、静摩擦係数が 0.2 程度であり、十

分大きな接合強度を得るには、接合長さを長くする必要がある。この接合長さを長くすると、動圧軸受装置の薄型化に対する阻害要因となる。また、外部応力で軸受装置が破損しないように、各構成部材を厚くして曲げ強度を高める必要がある。例えば、スラストプレート、カウンスラートの厚みなどを厚くする必要がある。これらの部材の厚みを厚くすると、動圧軸受装置の薄型化に対する阻害要因となる。

【0007】ラジアル動圧軸受の剛性を高めるためには、軸受部の軸方向長さを長くする必要があり、薄型化の阻害要因となる。さらに、潤滑流体の漏れを防止するためのシール装置を、動圧軸受装置の軸方向端部に設置する必要がある。例えば、毛細管シールの場合、潤滑流体の蒸発に起因する不具合を解消して信頼性を高めるために、毛細管シールの深さ寸法を長くして十分な量の潤滑流体を確保する必要があり、そのために動圧軸受装置の薄型化に対する阻害要因となる。また、毛細管シールに変え、あるいは毛細管シールとともに磁性流体シールを用いることもあるが、磁性流体シールは、マグネットやポールピースが必要であり、それらの厚みが動圧軸受装置の薄型化に対する阻害要因となる。

【0008】本発明は以上のような従来技術の問題点を解消するためになされたもので、各構成部材間の接合長さを十分長く確保することによって、接合強度および曲げ強度、さらには動圧軸受の剛性を確保することができる動圧軸受装置を提供することを目的とする。

【0009】

【課題を解決するための手段】請求項1記載の発明は、相対回転する軸部材とスリーブとを備え、軸部材とスリーブとの間にラジアル動圧軸受部およびスラスト動圧軸受部とが形成され、この動圧軸受部に潤滑流体が介在する動圧軸受装置において、上記スリーブは、ラジアル動圧軸受部を形成するための円筒部とこの円筒部の外周側に形成されたスラスト動圧軸受部形成用の突出部とを有し、上記軸部材は、スリーブの円筒部内に挿入される中心軸とスリーブの上記突出部を取り囲む外周部とを有し、上記中心軸の外周面と上記スリーブの円筒部内周面との間にラジアル動圧軸受部が形成され、上記スリーブの突出部と軸部材との軸方向対向面間にスラスト動圧軸受部が形成されていることを特徴とする。

【0010】請求項2記載の発明は、請求項1記載の発明において、上記軸部材は、中心軸とこの中心軸に固定された回転体を有してなり、スリーブのスラスト動圧軸受部形成用の突出部は、円筒部に一体に設けられた鏝部であり、上記回転体によりスリーブの突出部を取り囲む外周部を形成していることを特徴とする。請求項3記載の発明は、請求項2記載の発明において、上記スリーブに設けられる鏝部は、スリーブとは別の部材であるか、またはスリーブと一体成形されていることを特徴とする。

【0011】請求項4記載の発明は、請求項2記載の発明において、上記回転体に、鏝部を挟むようにしてスラスト受け部材が取り付けられ、上記鏝部の回転体との対向面間およびスラスト受け部材との対向面間がそれぞれスラスト軸受部となっていることを特徴とする。請求項5記載の発明は、請求項4記載の発明において、上記鏝部とスラスト受け部材との対向面間に形成されるスラスト軸受部は、前記円筒部に形成されるラジアル軸受部よりも径方向外側に形成されていることを特徴とする。

【0012】請求項6記載の発明は、請求項5記載の発明において、ラジアル動圧軸受部とスラスト動圧軸受部には潤滑オイルが充填されており、スリーブ外周面とスラスト受け部材の内周面との間隔が軸受部外部方向側に徐々に拡大するテーパ部が上記スラスト動圧軸受部より軸方向外側に設けられ、このテーパ部により潤滑オイルの漏れ防止用の毛細管シール部が構成されていることを特徴とする。請求項7記載の発明は、請求項2記載の発明において、動圧軸受装置はディスク駆動装置の動圧軸受装置であって、上記回転体は、ディスク載置用ハブであることを特徴とする。

【0013】

【発明の実施の形態】以下、図面を参照しながら本発明にかかる動圧軸受装置の実施の形態について、組み立て手順に従って説明する。この実施の形態は、ハードディスク等のディスクを回転駆動するディスク駆動装置として構成されているが、本発明にかかる動圧軸受装置は、ディスク駆動装置以外の各種機器の動圧軸受装置として適用可能なものである。

【0014】図1、図2において、符号1は軸部材を、符号2はスリーブをそれぞれ示している。軸部材1は中心軸11と、この中心軸11の一端部（図において上端部）に圧入等によって接合された回転体25とを有してなる。この実施の形態では、回転体25はディスクを載置して回転するハブである。上記中心軸11と回転体25との接合部には、あとで説明する潤滑流体が外部に漏れないように、その全周が溶接され、またはシール材によってシールされている。

【0015】上記スリーブ2は、ラジアル動圧軸受部3、3を形成するための円筒部21とこの円筒部21の外周側に形成されたスラスト動圧軸受部4、5形成用の突出部22とを有してなる。この突出部22は、上記円筒部21の一端部（図において上端部）に、円筒部21の鏝部として形成されている。上記突出部22は、図示の例ではスリーブ2の円筒部21と一体成形されているが、スリーブ2とは別部材とし、これをスリーブ2の円筒部21に圧入等によって一体に設けてもよい。上記突出部22はスラスト軸受用のスラストプレートとなるものである。この突出部22がスリーブ2の円筒部21に一体に設けられた状態で、スリーブ2の上記円筒部21の内周面に、ラジアル動圧発生用溝が形成され、上記突出部

22の上下面に、スラスト動圧発生用溝が形成されている。上記ラジアル動圧発生用溝は、円筒部21の内周面の上下2箇所、通常のように全周にわたって形成されている。上記スラスト動圧発生用溝も、突出部22の上下面の全周にわたって形成されている。

【0016】上記スリーブ2の円筒部21に、上側から上記軸部材1の中心軸11を挿入する。次に、リング状のスラスト受け部材27を、外周に沿い下側から挿入し、回転体25の下面に形成された円形の突堤23の内周面に接合する。さらに、後述の潤滑流体が漏れないように、上記突堤23とスラスト受け部材27との接合部を接着剤等で封止する。次に、キャップ状のカバー28を中心軸11の下端部に被せ、カバー28の外周部を上記円筒部21の下端周溝に落とし込んで接合し、接着剤29等で封止する。

【0017】図1に示すように、スラスト受け部材27の内周面とこれに対向する上記スリーブ2の外周面との間、スラスト受け部材27の上面とこれに対向する上記突出部22の下面との間、上記突出部22の外周面とこれに対向する上記回転体25の周壁面との間、回転体25の底状内周部26とこれに対向する上記突出部22の上面との間、上記スリーブ2の内周面と中心軸11の外周面との間、および上記カバー28と中心軸11の下端部との間には隙間が形成されている。これらの隙間は互いに上記の順に連通していて、スラスト受け部材27の内周面とこれに対向する上記スリーブ2の外周面との間の隙間が下に向かって開放している。また、このスラスト受け部材27の内周面に対向する上記スリーブ2の外周面は、下に向かって外径が小さくなる向きのテーパ部となっていて、上記スラスト受け部材27の内周面とスリーブ2の外周面との間の隙間は、その間隔が下に向かって徐々に拡大する毛細管シール部45となっている。この毛細管シール部45に、後述する潤滑流体（オイル）の液面Aが位置するように設ける。

【0018】上記毛細管シール部45から上記隙間に潤滑流体（オイル）を注入する。この注入方法は任意で、例えば、上記隙間を真空状態ないしは負圧状態にして注入するとよい。上記スラスト受け部材27の上面とこれに対向する上記突出部22の下面との間には下側スラスト動圧軸受5が形成され、回転体25の底状内周部26とこれに対向する上記突出部22の上面との間には上側スラスト動圧軸受4が形成され、スリーブ2の内周面と中心軸11の外周面との間の上下2箇所にはラジアル動圧軸受部3、3が形成されている。これら上下のスラスト動圧軸受部4、5およびラジアル動圧軸受部3、3に、上記潤滑流体が介在している。

【0019】次に、液面Aで示す潤滑流体が外部に漏れるのを防止するために、スラスト受け部材27の下面に、油吸収布30を、カバープレート31で押さえて固定する。カバープレート31は断面がL字状で、かつ、全体

はリング状の部材で、その立ち上がり部分を、前記回転体25の突堤23の外周面に接合させて固定する。油吸収布30の内周面は、上記毛細管シール部45の開口部に対向している。次に、回転体25の外周壁41の内周面に、ロータマグネット40を接着固着する。これによって軸受組が完成する。

【0020】別工程においてステータコア35にワイヤを巻いてこれを駆動コイル36とし、コア巻線組を作成しておく。さらに別の工程で、ベースプレート33の凹部334の底面に絶縁紙38を接着する。ベースプレート33は中心孔を有し、この中心孔の周囲に突堤333を有し、この突堤333の外周側に周溝状の上記凹部334を有している。ベースプレート33にはまた、その底面に沿って、図2に示すようにフレキシブル回路基板42を接着する。

【0021】上記コア巻線組を上記ベースプレート33に接着固定する。ここでは、上記突堤333の外周面に沿ってステータコア35の中心孔を嵌め、また、上記突堤333の外周側に段部が形成されているので、この段部に上記ステータコア35を載せて接着する。次に、駆動コイル36の端末をフレキシブル回路基板42の所定の回路パターンに半田付けする。これによってステータ組が完成する。さらに、このステータ組に前記軸受組を接合する。より詳細には、軸受組の一部を構成するスリーブ2の円筒部21下端部を、ステータ組の一部を構成するベースプレート33の中心孔にその上側から圧入して固定する。これによって、ディスク回転駆動用の動圧軸受モータが完成する。ベースプレート33には、フレキシブル回路基板42を引き出すための孔および上記半田付け部分から逃げるための孔が形成されていて、これらの孔は接着剤その他適宜のシール材43で封止される。

【0022】上記動圧軸受モータの駆動コイル36への通電を切り替え制御することにより、ステータコア35の突極とロータマグネット40との磁氣的吸引反発力で、ロータマグネット40、回転体25と中心軸11を含む軸部材1およびスラスト受け部材27が回転駆動される。この回転によって、スラスト動圧軸受部4、5に存在する潤滑流体にスラスト動圧力が発生し、また、ラジアル動圧軸受部3、3に存在する潤滑流体にラジアル動圧力が発生し、上記軸部材1がスリーブ2に対し非接触状態を保持したままで相対回転する。

【0023】このようにして、軸部材1の一部を構成する回転体25の前記底状内周部26とスラスト受け部材27は、軸部材1の一部を構成する中心軸11よりも外周側にあるため、スリーブ2の突出部22を取り囲む外周部を構成している。そして、中心軸11の外周面とスリーブ2の円筒部21内周面との間にラジアル動圧軸受部3が形成されるとともに、スリーブ2の突出部22と上記軸部材1との軸方向対向面間にスラスト動圧軸受部

4, 5 が形成されている。

【0024】以上説明した実施の形態によれば、スラストプレートに相当するスリーブ2の突出部22、カウンタプレートに相当するスラスト受け部材27、毛細管シール部45が、ラジアル軸受部3よりも半径方向外側に配置されているため、次のような効果を得ることができる。ラジアル軸受部3の軸方向の幅を十分に広く確保することができるため、軸受剛性を上げることができ、より高精度で、かつ、外乱に対する回転性能の劣化が少ない動圧軸受装置を得ることができる。毛細管シール部45の軸方向の長さを十分に長く確保することができるため、蒸発による潤滑流体の枯渇を防止することができ、寿命が長く、信頼性の高い動圧軸受装置を得ることができる。各部材間の必要な接合強度を得るのに十分な部品の軸方向寸法を確保することができるため、衝撃などの外力による軸受の破損を防止することができる。潤滑流体吸収部材30を設置するためのスペースを確保することができるため、潤滑流体の漏れによる汚染を防止することができる。

【0025】スラスト軸受をラジアル軸受と一体にした部材、具体的には、スラスト動圧軸受部4, 5を形成するための突出部22と、内周面にラジアル動圧軸受部3を構成するための円筒部21とを一体にしたスリーブ2を用い、このスリーブ2にスラスト動圧発生用溝およびラジアル動圧発生用溝を形成するようにしたため、スラスト動圧発生用の上記突出部22の軸方向寸法および直径を小さくすることができ、軸受のロストルクを低減して小電力化を測ることができる。また、スリーブ2にスラスト動圧発生用溝およびラジアル動圧発生用溝を形成することができるため、ラジアル軸受面に対するスラスト軸受面の直角度を精度よく上げることができ、回転性能が向上する。

【0026】毛細管シール部45が、スラスト受け部材27の内周面とスリーブ2の円筒部21外周面との間に、軸線方向に長く形成されているため、潤滑流体が遠心力の影響で飛散しにくい構造となっており、潤滑流体による汚染が防止される。また、軸方向のスペースに余裕が生まれ、潤滑流体吸収部材を配置するための空間を容易に確保することができ、潤滑流体の漏れを防止して周辺の汚染を防止することができる。スリーブ2の突出部22とスラスト受け部材との対向面間に形成されるスラスト軸受部5は、スリーブ2の円筒部21に形成されているラジアル軸受部3, 3よりも軸方向内側に形成されているため、スラスト軸受部5を形成することに起因する動圧軸受装置の軸方向寸法の増大を防止することができる。

【0027】本発明にかかる動圧軸受装置は、これまで説明してきたようなアウトロータ型モータに限らず、インナーロータ型モータにも適用することができる。図3はインナーロータ型モータに本発明にかかる動圧軸受

装置を適用した実施の形態を示す。前記実施の形態と同様の構成部分ないしは対応する構成部分には共通の符号を付し、前記実施の形態と異なる構成部分を重点的に説明する。

【0028】図3に示す実施の形態が、前記実施の形態と大きく異なる点は、ロータマグネット40を取り付けるための回転体25の円筒状周壁50が、回転体25の半径方向中間部にあり、この円筒状周壁50の外周側の面にロータマグネット40が固着され、このロータマグネット40の外周面にステータコア35の内周面が適宜の間隙をおいて対向していることである。ステータコア35はその外周側がベースプレート33の段部に固定され、内方に向いた各突極に駆動コイル36が巻き回されている。

【0029】その他の構成はほぼ前記実施の形態と同じで、符号1は軸部材、2はスリーブ、3はラジアル動圧軸受、4および5はスラスト動圧軸受、11は中心軸、21は円筒部、22は突出部、27はスラスト受け部材、30は油吸収布、45は毛細管シール部をそれぞれ示している。円筒部21の下端にはカバー48が嵌められて封止され、潤滑オイルの漏れ防止が図られている。図3に示すように、インナーロータ型モータに本発明にかかる動圧軸受装置を適用したものにおいても、前記実施の形態と同様の効果を得ることができる。

【0030】なお、何れの実施の形態においても、油吸収布30は、ベースプレート33側に取り付けてもよい。本発明にかかる動圧軸受装置は、ディスク駆動モータだけでなく、各種回転体の軸受装置として用いることができる。

【0031】

【発明の効果】請求項1ないし4記載の発明によれば、スリーブは、ラジアル動圧軸受部を形成するための円筒部とこの円筒部の外周側に形成されたスラスト動圧軸受部形成用の突出部とを有し、軸部材は、上記スリーブの円筒部内に挿入される中心軸と上記スリーブの上記突出部を取り囲む外周部とを有し、上記中心軸の外周面と上記スリーブの円筒部内周面との間にラジアル動圧軸受部が形成されるとともに、スリーブの突出部と軸部材との軸方向対向面間にスラスト動圧軸受部が形成されているため、ラジアル軸受部の軸方向の幅を十分に広く確保することができる。これによって、軸受剛性を上げることができ、より高精度で、かつ、外乱に対する回転性能の劣化が少ない動圧軸受装置を得ることができる。各部材間の必要な接合強度を得るのに十分な部品の軸方向寸法を確保することができるため、衝撃などの外力による軸受の破損を防止することができる。

【0032】請求項5記載の発明によれば、請求項4記載の発明において、鏝部とスラスト受け部材との対向面間に形成されるスラスト軸受部は、円筒部に形成されるラジアル軸受部よりも軸方向内側に形成されているた

10

20

30

40

50

め、スラスト軸受部 5 を形成することに起因する動圧軸受装置の軸方向寸法の増大を防止することができる。

【0033】請求項 6 記載の発明によれば、請求項 5 記載の発明において、スラスト軸受部には潤滑流体が充填されており、スリーブ外周面とスラスト受け部材の内周面との間隔が徐々に拡大するテーパ部が上記スラスト動圧軸受部より軸方向外側に設けられ、このテーパ部により潤滑流体の漏れ防止用の毛細管シール部が構成されているため、スラスト軸受部を形成することに起因する動圧軸受装置の軸方向寸法の増大を防止することができ、また、毛細管シール部の軸方向長さを十分に長く確保することができるため、蒸発による潤滑流体の枯渇を防止することができ、寿命が長く、信頼性の高い動圧軸受装置を得ることができる。

【0034】請求項 7 記載の発明によれば、請求項 2 記載の発明において、動圧軸受装置はディスク駆動装置の動圧軸受装置であって、回転体は、ディスク載置用ハブであるため、上記のような利点を有するディスク駆動装置を得ることができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明にかかる動圧軸受装置の実施の形態を示す主要部の拡大正面断面図である。

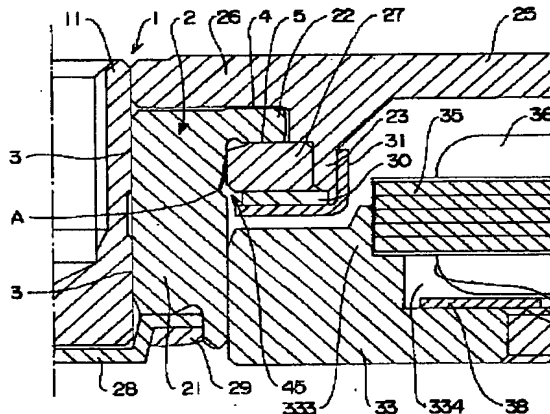
【図 2】上記実施の形態を示す正面断面図である。

【図 3】本発明にかかる動圧軸受装置の、別の実施の形態を示す正面断面図である。

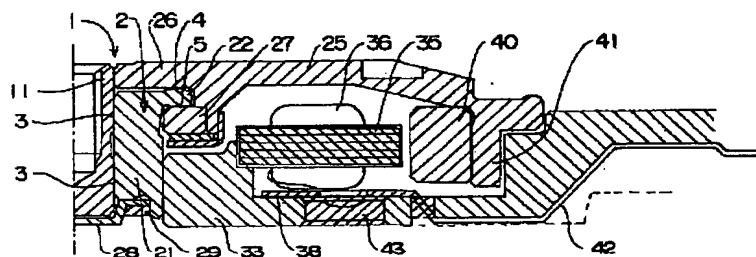
【符号の説明】

- 1 軸部材
- 2 スリーブ
- 3 ラジアル動圧軸受部
- 4 スラスト動圧軸受部
- 5 スラスト動圧軸受部
- 11 中心軸
- 21 円筒部
- 22 突出部
- 25 回転体
- 27 外周部としてのスラスト受け部材
- 45 毛細管シール部

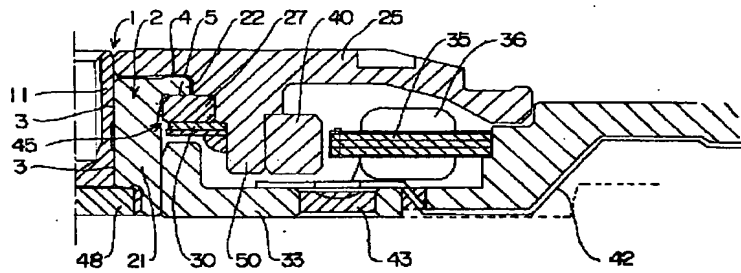
【図 1】



【図 2】



【図3】



フロントページの続き

Fターム(参考) 3J011 AA01 AA07 AA11 AA12 BA06
CA02 JA02 KA02 KA03 MA12
MA24
3J016 AA02 AA03 AA06 BB17
5D109 BA13 BA17 BA20 BB02 BB12
BB18 BB21 BB22

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-065552

(43)Date of publication of application : 16.03.2001

(51)Int.CI. F16C 17/10, F16C 33/10, F16C 33/74, G11B 19/20

(21)Application number : 11-239140

(71)Applicant : SANKYO SEIKI MFG CO LTD

(22)Date of filing : 26.08.1999

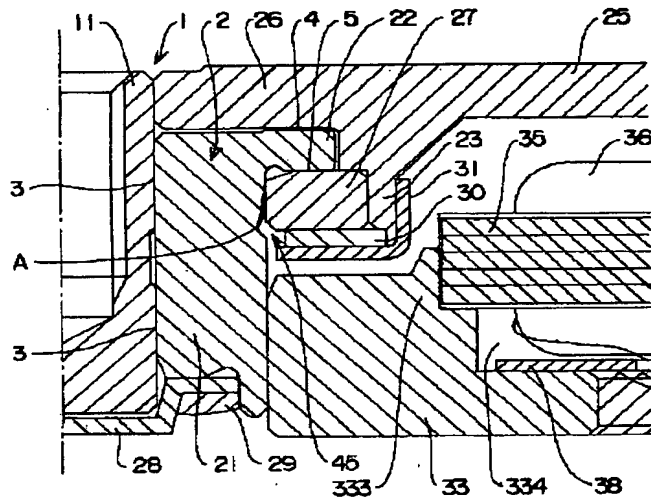
(72)Inventor : SAICHI MASAYOSHI, GOMYO MASATO

(54) DYNAMIC PRESSURE BEARING DEVICE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a dynamic pressure bearing device capable of allowing to ensure jointing strength, bending strength, and rigidity of the dynamic pressure bearing by sufficiently ensuring jointing length between each of forming members, while allowing to place a sealing device for preventing leakage of lubricating fluid with room in space.

SOLUTION: This device comprises a shaft member 1 and a sleeve 2 relatively rotating to each other. The sleeve 2 comprises a cylinder part 21 forming a radial dynamic pressure bearing part 3 and a projecting part 22 formed on the outer peripheral side of the cylinder part 21 for forming a thrust dynamic pressure bearing part, and the shaft member 1 comprises a center shaft 11 to be inserted into the cylinder part 21 of the sleeve 2 and outer periphery parts 26, 27 surrounding the projecting part 22 of the sleeve 2, and the radial dynamic pressure bearing parts 3, 3 are formed between the outer peripheral surface of the center shaft 11 and an inner peripheral surface of the cylinder part 21 of the sleeve 2 and the thrust dynamic pressure bearing 4, 5 are formed between opposing surfaces in the axial direction of the projecting part 22 of the sleeve 2 and the shaft member 1.



LEGAL STATUS [Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

* NOTICES *

JPO and NCIPI are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] Have the shank material and sleeve which carry out a relative revolution, and radial dynamic pressure bearing and thrust dynamic pressure bearing are formed between the above-mentioned shank material and the above-mentioned sleeve. In the hydrodynamic bearing equipment in which the above-mentioned shank material and a sleeve carry out a relative revolution according to a dynamic pressure operation of the lubrication fluid by which it is placed between these dynamic pressure bearings the above-mentioned sleeve It has a body for forming the above-mentioned radial dynamic pressure bearing, and the lobe for thrust dynamic pressure bearing formation formed in the periphery side of this body. The above-mentioned shank material While having the medial axis inserted into the body of the above-mentioned sleeve, and the periphery section which encloses the above-mentioned lobe of the above-mentioned sleeve and forming the above-mentioned radial dynamic pressure bearing between the peripheral face of the above-mentioned medial axis, and the body inner skin of the above-mentioned sleeve Hydrodynamic bearing equipment characterized by forming thrust dynamic pressure bearing between the shaft-orientations opposed faces of the lobe of the above-mentioned sleeve, and the above-mentioned shank material.

[Claim 2] It is hydrodynamic bearing equipment according to claim 1 which forms the periphery section which shank material comes to have the body of revolution fixed to a medial axis and this medial axis, and the lobe for thrust dynamic pressure bearing formation of a sleeve is a flange prepared in the body at one, and encloses the lobe of the above-mentioned sleeve by the above-mentioned body of revolution.

[Claim 3] The flange prepared in a sleeve is hydrodynamic bearing equipment according to claim 2 which is a member different from a sleeve or is a sleeve and really fabricated.

[Claim 4] Hydrodynamic bearing equipment according to claim 2 with which a thrust pad member is attached as body of revolution pinches a flange, and between opposed faces with the above-mentioned body of revolution of the above-mentioned flange and between opposed faces with the above-mentioned thrust pad member serve as the thrust bearing section, respectively.

[Claim 5] The thrust-bearing section formed between the opposed faces of a flange and a thrust pad member is hydrodynamic bearing equipment according to claim 4 currently formed in the direction outside of a path rather than the radial bearing section formed in said body.
[Claim 6] Hydrodynamic bearing equipment according to claim 5 with which radial dynamic pressure bearing and thrust dynamic pressure bearing are filled up with lubrication oil, the taper section which spacing of a sleeve peripheral face and the inner skin of a thrust pad member expands to the direction side of the bearing exterior gradually is prepared in a shaft-orientations outside from the above-mentioned thrust dynamic pressure bearing, and the capillary tube seal section for leakage prevention of lubrication oil is constituted by this taper section.
[Claim 7] It is hydrodynamic bearing equipment according to claim 2 whose hydrodynamic bearing equipment is hydrodynamic bearing equipment of a disk driving gear and whose body of revolution is a hub for disk installation.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and NCIP are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention] This invention can be equipped with shank material and a sleeve, and they can be used for it about the hydrodynamic bearing equipment in which shank material and a sleeve can carry out a relative revolution by non-contact as bearing equipment of the various equipments with which high rotational accuracy is demanded in addition to this as bearing equipments for disk driving gears, such as a magnetic disk and an optical disk.

[0002]

[Description of the Prior Art] Hydrodynamic bearing equipment is used as bearing equipment of the various equipments with which high rotational accuracy is demanded. For example, in hard disk drive, the recording density of a hard disk is high later on about days and months, and the rotational speed and rotational accuracy of a disk

are still higher in connection with this. In order to meet the demand of a raise in the rotational speed of a disk, and a raise in rotational accuracy, it is suitable to use hydrodynamic bearing equipment.

[0003] The configuration of the conventionally common hydrodynamic bearing equipment for disk driving gears is as follows. The above-mentioned shank material of the hub group which comes to carry out junction immobilization of the end section of shank material in the center section of the hub in which a disk is laid Insert in the sleeve which performed groove processing for radial dynamic pressure generating, and the thrust plate which performed groove processing for thrust dynamic pressure generating is fixed to the other end of the above-mentioned shank material. By the counter plate and the above-mentioned sleeve, a thrust plate is put, and it fixes to a stator etc., and a counter plate closes the clearance between the other end of shank material, and a sleeve with adhesives etc., and constitutes a bearing group.

[0004] Next, radial dynamic pressure bearing between the above-mentioned shank material and a sleeve and a thrust plate, a counter plate, and thrust dynamic pressure bearing between sleeves are filled up with a lubrication fluid, in the circumferential Kabeuchi peripheral surface side of a hub, a rotor magnet is fixed and a rotor group is constituted. Furthermore, the base group which stuck the insulating paper and a flexible wiring substrate on the base frame is constituted, the core coil group which coils and carries out the time of the lead wire to the laminating core which applied resist, and becomes considering this as a drive coil is attached to the above-mentioned base group, and a stator group is constituted. By attaching the above-mentioned rotor group to this stator group, the fluid hydrodynamic bearing motor for disk actuation has been obtained.

[0005]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] In recent years, the demand of thin-shape-izing is also severe with the demand of revolution[high-speed]-izing and a raise in rotational accuracy, and thin shape-ization of hydrodynamic bearing equipment is also demanded by the various devices using hydrodynamic bearing equipment, for example, a disk driving gear, in connection with it. However, with the structure of conventional hydrodynamic bearing equipment, it has not fully responded to the demand of thin-shape-izing. The following item can be mentioned as a factor which checks thin shape-ization of hydrodynamic bearing equipment.

[0006] It is necessary to make high bonding strength between each configuration member so that bearing equipment may not be damaged by external force, such as an impact. For example, it is necessary to raise the bonding strength of a hub and shank material, the bonding strength of shank material and a thrust plate, and the bonding strength of a counter plate and a sleeve more than predetermined reinforcement. However, if shank material and a thrust plate are joined by press fit, for example, a coefficient of static friction is about 0.2, and in order to obtain sufficiently big bonding strength, it is necessary to lengthen junction die length. If this junction die length is lengthened, it will become an inhibition factor over thin-shape-izing of hydrodynamic bearing equipment. Moreover, it is necessary

to thicken each configuration member and to raise flexural strength so that bearing equipment may not be damaged by external force. For example, it is necessary to thicken thickness of a thrust plate, thickness of a counter plate, etc. If thickness of these members is thickened, it will become an inhibition factor over thin-shape-izing of hydrodynamic bearing equipment.

[0007] In order to raise the rigidity of a radial hydrodynamic bearing, it is necessary to lengthen the shaft-orientations die length of bearing, and becomes the inhibition factor of thin-shape-izing. Furthermore, it is necessary to install the sealing device for preventing the leakage of a lubrication fluid in the shaft-orientations edge of hydrodynamic bearing equipment. For example, in order to cancel the nonconformity resulting from evaporation of a lubrication fluid in the case of a capillary tube seal and to raise dependability, it is necessary to lengthen the depth dimension of a capillary tube seal and to secure sufficient quantity of a lubrication fluid, therefore becomes an inhibition factor over thin-shape-izing of hydrodynamic bearing equipment. Moreover, although it may change into a capillary tube seal or a magnetic fluid seal may be used with a capillary tube seal, a magnet and pole piece are required for a magnetic fluid seal, and those thickness becomes an inhibition factor over thin-shape-izing of hydrodynamic bearing equipment.

[0008] It was made in order that this invention might cancel the trouble of the above conventional techniques, and it aims at offering bonding strength and flexural strength, and the hydrodynamic bearing equipment that can secure the rigidity of a hydrodynamic bearing further by securing sufficiently long the junction die length between each configuration member.

[0009]

[Means for Solving the Problem] In the hydrodynamic bearing equipment with which invention according to claim 1 is equipped with the shank material and sleeve which carry out a relative revolution, radial dynamic pressure bearing and thrust dynamic pressure bearing are formed between shank material and a sleeve, and it is placed between these dynamic pressure bearings by the lubrication fluid The above-mentioned sleeve has a body for forming radial dynamic pressure bearing, and the lobe for thrust dynamic pressure bearing formation formed in the periphery side of this body. The above-mentioned shank material It has the medial axis inserted into the body of a sleeve, and the periphery section which encloses the above-mentioned lobe of a sleeve. It is characterized by forming radial dynamic pressure bearing between the peripheral face of the above-mentioned medial axis, and the body inner skin of the above-mentioned sleeve, and forming thrust dynamic pressure bearing between the shaft-orientations opposed faces of the lobe of the above-mentioned sleeve, and shank material.

[0010] Invention according to claim 2 comes to have the body of revolution by which the above-mentioned shank material was fixed to a medial axis and this medial axis in invention according to claim 1, and the lobe for thrust dynamic pressure bearing formation of a sleeve is a flange prepared in the body at one, and it is characterized

by forming the periphery section which encloses the lobe of a sleeve by the above-mentioned body of revolution. The flange by which invention according to claim 3 is prepared in the above-mentioned sleeve in invention according to claim 2 is a member different from a sleeve, or is characterized by a sleeve and really being fabricated. [0011] In invention according to claim 2, as the above-mentioned body of revolution pinches a flange, a thrust pad member is attached, and invention according to claim 4 is characterized by between opposed faces with the body of revolution of the above-mentioned flange and between opposed faces with a thrust pad member serving as the thrust bearing section, respectively. The thrust-bearing section by which invention according to claim 5 is formed between the opposed faces of the above-mentioned flange and a thrust pad member in invention according to claim 4 is characterized by being formed in the direction outside of a path rather than the radial bearing section formed in said body.

[0012] In invention according to claim 5, radial dynamic pressure bearing and thrust dynamic pressure bearing are filled up with lubrication oil, the taper section which spacing of a sleeve peripheral face and the inner skin of a thrust pad member expands to the direction side of the bearing exterior gradually is prepared in a shaft-orientations outside from the above-mentioned thrust dynamic pressure bearing, and invention according to claim 6 is characterized by the capillary tube seal section for leakage prevention of lubrication oil being constituted by this taper section. In invention according to claim 2, the hydrodynamic bearing equipment of invention according to claim 7 is hydrodynamic bearing equipment of a disk driving gear, and the above-mentioned body of revolution is characterized by being a hub for disk installation.

[0013]

[Embodiment of the Invention] Hereafter, the gestalt of operation of the hydrodynamic bearing equipment concerning this invention is explained according to an assembly procedure, referring to a drawing. Although the gestalt of this operation is constituted as a disk driving gear which carries out revolution actuation of the disks, such as a hard disk, the hydrodynamic bearing equipment concerning this invention is applicable as hydrodynamic bearing equipment of various devices other than a disk driving gear.

[0014] In drawing 1 and drawing 2, a sign 1 shows shank material and the sign 2 shows the sleeve, respectively. The shank material 1 comes to have a medial axis 11 and the body of revolution 25 joined to the end section (it sets to drawing and is the upper bed section) of this medial axis 11 by press fit etc. With the gestalt of this operation, body of revolution 25 is a hub which lays a disk and is rotated. The perimeter is welded to the joint of the above-mentioned medial axis 11 and body of revolution 25, or the seal is carried out to it by the sealant so that the lubrication fluid explained later may not leak outside.

[0015] The above-mentioned sleeve 2 comes to have the thrust dynamic pressure bearing 4 formed in the periphery side of the body 21 for forming the radial dynamic pressure bearings 3 and 3, and this body 21, and the lobe 22 for 5 formation. This lobe 22 is formed in the

end section (it sets to drawing and is the upper bed section) of the above-mentioned body 21 as a flange of a body 21. Although the above-mentioned lobe 22 is the body 21 of a sleeve 2, and really fabricated in the example of a graphic display, it may use a sleeve 2 as another member, and may prepare this in the body 21 of a sleeve 2 by press fit etc. at one. The above-mentioned lobe 22 serves as a thrust plate for thrust bearing. Where this lobe 22 is formed in the body 21 of a sleeve 2 at one, the slot for radial dynamic pressure generating is formed in the inner skin of the above-mentioned body 21 of a sleeve 2, and the slot for thrust dynamic pressure generating is formed in the vertical side of the above-mentioned lobe 22. The above-mentioned slot for radial dynamic pressure generating is formed in two upper and lower sides of the inner skin of a body 21 over the perimeter like usual. The above-mentioned slot for thrust dynamic pressure generating is also formed over the perimeter of the vertical side of a lobe 22.

[0016] The medial axis 11 of the above-mentioned shank material 1 is inserted in the body 21 of the above-mentioned sleeve 2 from an upside. Next, the ring-like thrust pad member 27 is inserted from the bottom along with a periphery, and is joined to the inner skin of the circular pier 23 formed in the underside of body of revolution 25. Furthermore, the joint of the above-mentioned pier 23 and the thrust pad member 27 is closed with adhesives etc. so that the below-mentioned lubrication fluid may not leak. Next, the cap-like covering 28 is put on the soffit section of a medial axis 11, it drops and joins to the soffit circumferential groove of the above-mentioned body 21, and the periphery section of covering 28 is closed in adhesives 29 grade.

[0017] Between the peripheral faces of the above-mentioned sleeve 2 which counters the inner skin of the thrust pad member 27, and this as shown in drawing 1, Between the top face of the thrust pad member 27, and the undersides of the above-mentioned lobe 22 which counters this, Between the peripheral face of the above-mentioned lobe 22, and the circumferential wall surfaces of the above-mentioned body of revolution 25 which counters this, Between the inner skin of the above-mentioned sleeve 2, and the peripheral face of a medial axis 11, and between the above-mentioned covering 28 and the soffit section of a medial axis 11, the clearance is formed between the top faces of the eaves-like inner circumference section 26 of body of revolution 25, and the above-mentioned lobe 22 which counters this. These clearances are mutually open for free passage in above order, and the clearance between the inner skin of the thrust pad member 27 and the peripheral face of the above-mentioned sleeve 2 which counters this has opened them toward the bottom. Moreover, the peripheral face of the above-mentioned sleeve 2 which counters the inner skin of this thrust pad member 27 serves as the taper section of the sense to which an outer diameter becomes small toward the bottom, and the clearance between the inner skin of the above-mentioned thrust pad member 27 and the peripheral face of a sleeve 2 serves as the capillary tube seal section 45 which that spacing expands gradually toward the bottom. It prepares so that the oil level A of the lubrication fluid (oil) mentioned later may be located in this capillary tube seal section

45.

[0018] A lubrication fluid (oil) is poured into the above-mentioned clearance from the above-mentioned capillary tube seal section 45. This impregnation approach is arbitrary, for example, good to pour in by changing the above-mentioned clearance into a vacuum or a negative pressure condition. The bottom thrust hydrodynamic bearing 5 is formed between the top face of the above-mentioned thrust pad member 27, and the underside of the above-mentioned lobe 22 which counters this, the upside thrust dynamic pressure bearing 4 is formed between the top faces of the eaves-like inner circumference section 26 of body of revolution 25, and the above-mentioned lobe 22 which counters this, and the radial dynamic pressure bearings 3 and 3 are formed in two upper and lower sides between the inner skin of a sleeve 2, and the peripheral face of a medial axis 11. It is placed between the thrust dynamic pressure bearings 4 and 5 and the radial dynamic pressure bearings 3 and 3 of these upper and lower sides by the above-mentioned lubrication fluid.

[0019] Next, in order to prevent that the lubrication fluid shown by the oil level A leaks outside, the oil absorption cloth 30 is pressed down on the underside of the thrust pad member 27 with a cover plate 31, and it fixes to it. A cross section is L character-like, and it is a ring-like member, and a cover plate 31 joins the standup part to the peripheral face of the pier 23 of said body of revolution 25, and fixes the whole. The inner skin of the oil absorption cloth 30 has countered opening of the above-mentioned capillary tube seal section 45. Next, adhesion fixing of the Rota magnet 40 is carried out at the inner skin of the peripheral wall 41 of body of revolution 25. A bearing group is completed by this.

[0020] A wire is wound around a stator core 35 in another process, this is made into a drive coil 36, and the core coil group is created. At still more nearly another process, the insulating paper 38 is pasted up on the base of the crevice 334 of a base plate 33. A base plate 33 has a feed hole, has a pier 333 around this feed hole, and has the above-mentioned circumferential groove-like crevice 334 in the periphery side of this pier 333. Along the base, as shown in drawing 2, the flexible circuit board 42 is pasted up on a base plate 33 again.

[0021] Adhesion immobilization of the above-mentioned core coil group is carried out at the above-mentioned base plate 33. Here, since the feed hole of a stator core 35 is inserted in along with the peripheral face of the above-mentioned pier 333 and the step is formed in the periphery side of the above-mentioned pier 333, the above-mentioned stator core 35 is put on this step, and it is pasted. Next, the terminal of a drive coil 36 is soldered to the predetermined circuit pattern of the flexible circuit board 42. A stator group is completed by this. Furthermore, said bearing group is joined to this stator group. More, the body 21 soffit section of the sleeve 2 which constitutes a part of bearing group is pressed fit in the feed hole of the base plate 33 which constitutes a part of stator group from the upside, and it fixes to a detail. By this, the hydrodynamic bearing motor for disk revolution actuation is completed. The hole for escaping from the hole and the above-mentioned soldering part for pulling out the

flexible circuit board 42 is formed in the base plate 33, and these holes are closed by adhesives and the other proper sealants 43.

[0022] By changing and controlling the energization to the drive coil 36 of the above-mentioned hydrodynamic bearing motor, revolution actuation of the shank material 1 and the thrust pad member 27 containing the Rota magnet 40, body of revolution 25, and a medial axis 11 is carried out by the magnetic attraction repulsive force of the salient pole of a stator core 35, and the Rota magnet 40. Radial dynamic pressure occurs in the lubrication fluid which thrust dynamic pressure occurs in the lubrication fluid which exists in the thrust dynamic pressure bearings 4 and 5, and exists in the radial dynamic pressure bearings 3 and 3 by this revolution, and a relative revolution is carried out while the above-mentioned shank material 1 had held the non-contact condition to the sleeve 2.

[0023] Thus, since said eaves-like inner circumference section 26 and thrust pad member 27 of the body of revolution 25 which constitutes a part of shank material 1 are in a periphery side rather than the medial axis 11 which constitutes a part of shank material 1, they constitute the periphery section which encloses the lobe 22 of a sleeve 2. And while the radial dynamic pressure bearing 3 is formed between the peripheral face of a medial axis 11, and body 21 inner skin of a sleeve 2, the thrust dynamic pressure bearings 4 and 5 are formed between the shaft-orientations opposed faces of the lobe 22 of a sleeve 2, and the above-mentioned shank material 1.

[0024] Since the lobe 22 of the sleeve 2 equivalent to a thrust plate, the thrust pad member 27 equivalent to a counter plate, and the capillary tube seal section 45 are arranged rather than the radial bearing section 3 on the radial outside according to the gestalt of the operation explained above, the following effectiveness can be acquired. Since the width of face of the shaft orientations of the radial bearing section 3 can be secured widely enough, bearing rigidity can be raised and hydrodynamic bearing equipment with little [it is more highly precise and] degradation of the rotationability over disturbance can be obtained. Since the die length of the shaft orientations of the capillary tube seal section 45 can be secured long enough, an exhaustion of the lubrication fluid by evaporation can be prevented, and a life is long and can obtain reliable hydrodynamic bearing equipment. Since the shaft-orientations dimension of enough components to obtain the required bonding strength between each part material is securable, breakage of the bearing by external force, such as an impact, can be prevented. Since the tooth space for installing the lubrication fluid absorption member 30 is securable, contamination by the leakage of a lubrication fluid can be prevented.

[0025] On the member and concrete target which made it radial bearing and one, thrust bearing The sleeve 2 which made one the lobe 22 for forming the thrust dynamic pressure bearings 4 and 5 and the body 21 for constituting the radial dynamic pressure bearing 3 in inner skin is used. Since the slot for thrust dynamic pressure generating and the slot for radial dynamic pressure generating were formed in this sleeve 2, the shaft-orientations dimension and diameter of the above-mentioned lobe 22 for thrust dynamic pressure generating can

be made small, the loss torque of bearing can be reduced, and small electrification can be measured. Moreover, since the slot for thrust dynamic pressure generating and the slot for radial dynamic pressure generating can be formed in a sleeve 2, the squareness of the thrust bearing side over a radial bearing side can be finished with a sufficient precision, and rotationability improves.

[0026] Since the capillary tube seal section 45 is formed in the direction of an axis for a long time between the inner skin of the thrust pad member 27, and body 21 peripheral face of a sleeve 2, the lubrication fluid has structure which cannot disperse easily due to the effect of a centrifugal force, and contamination by the lubrication fluid is prevented. Moreover, allowances can be born to the tooth space of shaft orientations, the space for arranging a lubrication fluid absorption member can be secured easily, the leakage of a lubrication fluid can be prevented, and surrounding contamination can be prevented. Since the thrust-bearing section 5 formed between the opposed faces of the lobe 22 of a sleeve 2 and a thrust pad member is formed in the shaft-orientations inside rather than the radial bearing sections 3 and 3 currently formed in the body 21 of a sleeve 2, it can prevent buildup of the shaft-orientations dimension of the hydrodynamic bearing equipment resulting from forming the thrust-bearing section 5.

[0027] The hydrodynamic bearing equipment concerning this invention is applicable not only to an outer rotor mold motor which has so far been explained but an inner rotor mold motor. Drawing 3 R> 3 shows the gestalt of the operation which applied the hydrodynamic bearing equipment concerning this invention to an inner rotor mold motor. A common sign is given to the same component as a gestalt or the corresponding component of said operation, and a different component from the gestalt of said operation is explained preponderantly.

[0028] The point that the gestalt of operation shown in drawing 3 differs from the gestalt of said operation greatly is that the cylindrical peripheral wall 50 of the body of revolution 25 for attaching the Rota magnet 40 is in the radial pars intermedia of body of revolution 25, the Rota magnet 40 fixed to the field by the side of the periphery of this cylindrical peripheral wall 50, and the inner skin of a stator core 35 set the proper gap to the peripheral face of this Rota magnet 40, and has countered it. A drive coil 36 is wound about around each salient pole the periphery side was fixed to the step of a base plate 33, and the stator core 35 turned [salient pole] to the inner direction. [0029] other configurations -- almost -- the gestalt of said operation -- the same -- a sign 1 -- shank material and 2 -- a sleeve and 3 -- a radial hydrodynamic bearing, and 4 and 5 -- a thrust hydrodynamic bearing and 11 -- in a lobe and 27, a thrust pad member and 30 show oil absorption cloth, and, as for a medial axis and 21, 45 shows [a body and 22] the capillary tube seal section, respectively. Covering 48 is inserted in the soffit of a body 21, it is closed, and leakage prevention of lubrication oil is achieved. As shown in drawing 3, also in what applied the hydrodynamic bearing equipment concerning this invention to the inner rotor mold motor, the same effectiveness as the gestalt of said operation can be acquired. [0030] In addition, the oil absorption cloth 30 may be attached in

a base-plate 33 side also in the gestalt of which operation. The hydrodynamic bearing equipment concerning this invention can be used as bearing equipment of not only a disk drive motor but various body of revolution.

[0031]

[Effect of the Invention] According to invention claim 1 thru/or given in four, a sleeve It has a body for forming radial dynamic pressure bearing, and the lobe for thrust dynamic pressure bearing formation formed in the periphery side of this body. Shank material While having the medial axis inserted into the body of the above-mentioned sleeve, and the periphery section which encloses the above-mentioned lobe of the above-mentioned sleeve and forming radial dynamic pressure bearing between the peripheral face of the above-mentioned medial axis, and the body inner skin of the above-mentioned sleeve Since thrust dynamic pressure bearing is formed between the shaft-orientations opposed faces of the lobe of a sleeve, and shank material, the width of face of the shaft orientations of the radial bearing section can be secured widely enough. By this, bearing rigidity can be raised and hydrodynamic bearing equipment with little [it is more highly precise and] degradation of the rotationability over disturbance can be obtained. Since the shaft-orientations dimension of enough components to obtain the required bonding strength between each part material is securable, breakage of the bearing by external force, such as an impact, can be prevented.

[0032] According to invention according to claim 5, in invention according to claim 4, since it is formed in the shaft-orientations inside rather than the radial bearing section formed in a body, the thrust-bearing section formed between the opposed faces of a flange and a thrust pad member can prevent buildup of the shaft-orientations dimension of the hydrodynamic bearing equipment resulting from forming the thrust-bearing section 5.

[0033] According to invention according to claim 6, the thrust bearing section is filled up with the lubrication fluid in invention according to claim 5. Since the taper section which spacing of a sleeve peripheral face and the inner skin of a thrust pad member expands gradually is prepared in a shaft-orientations outside from the above-mentioned thrust dynamic pressure bearing and the capillary tube seal section for leakage prevention of a lubrication fluid is constituted by this taper section, Buildup of the shaft-orientations dimension of the hydrodynamic bearing equipment resulting from forming the thrust bearing section can be prevented. Moreover, since the shaft-orientations die length of the capillary tube seal section can be secured long enough, an exhaustion of the lubrication fluid by evaporation can be prevented, and a life is long and can obtain reliable hydrodynamic bearing equipment.

[0034] According to invention according to claim 7, in invention according to claim 2, hydrodynamic bearing equipment is hydrodynamic bearing equipment of a disk driving gear, and since it is a hub for disk installation, body of revolution can obtain the disk driving gear which has the above advantages.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and NCIPI are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DESCRIPTION OF DRAWINGS

[Brief Description of the Drawings]

[Drawing 1] It is the amplification transverse-plane sectional view of the body showing the gestalt of operation of the hydrodynamic bearing equipment concerning this invention.

[Drawing 2] It is the transverse-plane sectional view showing the gestalt of the above-mentioned implementation.

[Drawing 3] It is the transverse-plane sectional view showing the gestalt of another operation of the hydrodynamic bearing equipment concerning this invention.

[Description of Notations]

- 1 Shank Material
- 2 Sleeve
- 3 Radial Dynamic Pressure Bearing
- 4 Thrust Dynamic Pressure Bearing
- 5 Thrust Dynamic Pressure Bearing
- 11 Medial Axis
- 21 Body
- 22 Lobe
- 25 Body of Revolution
- 27 Thrust Pad Member as the Periphery Section
- 45 Capillary Tube Seal Section

[Translation done.]

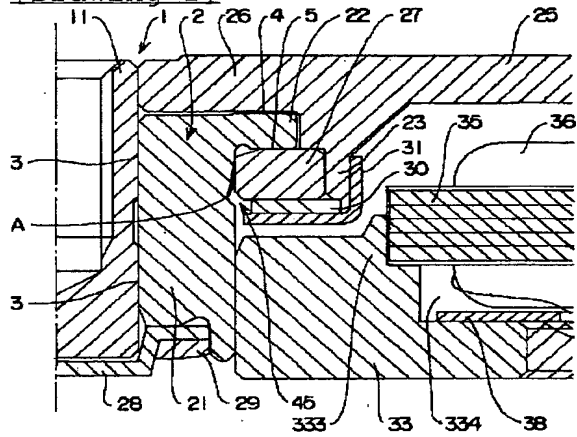
* NOTICES *

JPO and NCIPI are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

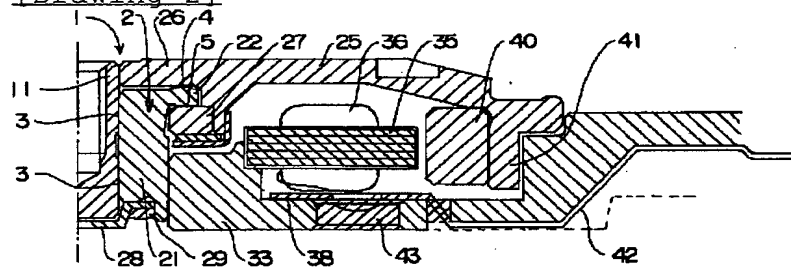
1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DRAWINGS

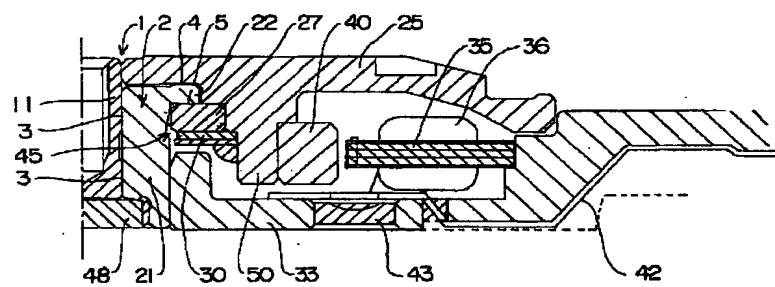
[Drawing 1]



[Drawing 2]



[Drawing 3]



[Translation done.]